

**Выводы.** Методом геометрического синтеза построена математическая модель зуба конического колеса с продольными линиями, очерченными по циклическим кривым. Полученные результаты позволили разработать виртуальную модель зубчатой пары, оптимизировать пятно контакта, устранить интерференцию зубьев, обеспечить возможность выполнения управляющей программы к универсальному многокоординатному станку с ЧПУ для производства конических колес с циклическим продольным профилем зуба.

**Список литературы:** 1. Кедринский В.Н., Писманик К. М. Станки для нарезания конических зубчатых колес. – М.: ГНТИМЛ, 1958. – 535с. 2. Литвин Ф. Л., Кедринский В.Н., Гуляев К. И., Фирун Н. Б. Зацепление и нарезание конических колес с циклоидальными линиями зубьев // Станки и инструмент. – 1967. – №2. – С.23–26. 3. Гуляев К. И. Методы получения сопряженного зацепления конических колес с циклоидальным продольным профилем зуба // Изв. Вузов. Машиностроение. – 1964. – № 12. – С.15–20. 4. Литвин Ф.Л., Фирун Н.Б. Зацепление конических зубчатых колес с эпи-гипотрохоидными продольными профилями // Труды ИМАШ, семинар ТММ, т. XXII, вып. 85.М.: Изд. АН СССР. – 1961. – С.92–107. 5. Litvin F. L., Qi Fan, Fuentes A. Computerized Design, Generation, and Simulation of Face // Milled Formate Cut Spiral Bevel gears. – Chicago: Universitu of Illinois at Chicago, 2001. – 54с. 6. Фиников С.П. Теория поверхностей. – М.-Л.: ОНТИ ГТТИ, 1934. – 204с. 7. Пономарев С.Д., Бидерман В.Л., Лихарев К. К. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. Т.2. – М.: Машгиз, 1959. – 478с.

Поступила в редколлегию 02.06.09

УДК 621.833

**В.П. ШИШОВ**, д.т.н., професор каф. машинознaвства СНУ ім. В. Даля  
**П.Л. НОСКО**, д.т.н., зав. каф. машинознaвства СНУ ім. В. Даля  
**П.М. ТКАЧ**, к.т.н., доцент каф. машинознaвства СНУ ім. В. Даля  
**Ю.О. СКЛЯР**, асп. каф. машинознaвства СНУ ім. В. Даля  
**І.Г. ТКАЧ**, асп. каф. машинознaвства СНУ ім. В. Даля, м. Луганськ

## ОСНОВЫ СИНТЕЗУ ВИХІДНОГО КОНТУРУ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ІЗ ПІДВИЩЕНОЮ ЗНОСОСТІЙКІСТЮ ЗУБЦІВ КОЛІС

Дано рекомендації з визначення геометрії вихідного контуру рейкового інструмента з умови зниженого спрацювання робочих поверхонь зубців.

Recommendations by definition of geometry of an initial circuit of the rack instrument from a condition of a reduced wear of working surfaces of teeth are given.

**Постановка проблеми.** У сучасних умовах підприємства всіх галузей відчують гостру необхідність у якісних, надійних і довговічних зубчастих приводах, що є одним з відповідальних вузлів сучасних машин. Працездатність останніх багато в чому визначається показниками приводів. Тому завдання вдосконалювання зубчастих приводів, що входить у проблему багато-

критеріального синтезу машинобудівних конструкцій [1], є актуальною.

**Аналіз літератури.** Для оцінки працездатності зубчастих передач протягом багатьох десятиліть успішно використовуються такі геометро-кінематичні критерії [2, 3, 4]:

- відносна швидкість;
  - сумарна швидкість кочення робочих поверхонь;
  - приведена кривизна;
  - питомі ковзання,
- а так само комплексні критерії [3,4]:
- критерій контактної міцності;
  - критерій спрацювання;
  - критерій втрат у зацепленні;
  - критерій товщини масляної плівки в зоні контакту зубців;
  - температурний критерій заїдання;
  - питома робота сил тертя.

За останні роки тема синтезу стала дуже актуальною, їй присвячений ряд робіт, наприклад [4, 5]. З використанням їхніх результатів можна синтезувати зубчасті передачі за високим значенням кожного із зазначених критеріїв. При цьому синтез проводиться за одним із критеріїв, а інші використовуються для порівняльного аналізу.

У роботах [4, 5] наведено результати синтезу передач зацепленням за значеннями їх геометро-кінематичних критеріїв з наступним аналізом комплексних критеріїв. Однак, можливо реалізувати синтез геометрії вихідного контуру безпосередньо за значеннями комплексних критеріїв.

**Ціль статті.** Визначити функціональний взаємозв'язок між геометричними параметрами вихідного контуру циліндричної прямозубої передачі та критерієм спрацювання.

Розглянемо випадок синтезу геометрії вихідного контуру за значенням критерію спрацювання робочих поверхонь зубців. Величина зношування зубців (критерій спрацювання) можна оцінити величиною [4, 6]:

$$h_c = \Omega_u q_n f^{t_y} \eta, \quad (1)$$

де  $\Omega_u$  – коефіцієнт, що не залежить від геометрії зубців;  $q_n$  – радіальна сила, що діє на одиницю довжини контактної лінії зубців;  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання в зацепленні;  $\eta$  – питоме ковзання зубців;  $t_y$  – параметр кривої фрикційної втоми.

Для порівняльної оцінки спрацювання зубців будемо використовувати значення коефіцієнта тертя ковзання, що дорівнює [6]:

$$f = 0,09 q_n^{0,1} \left[ 10 + \lg \left( \frac{HB \cdot R_a \cdot \chi}{E_{np}} \right) \right] \chi^{0,25} \nu^{-0,07} V_{\Sigma}^{-0,1} V_{12}^{-0,35}, \quad (2)$$

де  $HB$  – твердість менш твердого з контактуючих зубців;  $R_a$  – шорсткість більш твердого з контактуючих зубців;  $E_{np}$  – приведений модуль пружності матеріалів коліс, що зачеплюються;  $\nu$  – в'язкість масла;  $V_{\Sigma}$  – сумарна швидкість кочення робочих поверхонь;  $V_{12}$  – відносна швидкість (швидкість ковзання);  $\chi$  – приведена кривизна робочих поверхонь зубців.

Для порівнювальної оцінки будемо розглядати відношення значень спрацювання зубців синтезованої передачі та передачі з евольвентним зачепленням. Тоді з використанням (1) відносне спрацювання дорівнюватиме:

$$\bar{h}_c = \frac{q_n f_e^{t_y} \eta}{q_{ne} f_e^{t_y} \eta_e}. \quad (3)$$

Тут  $q_{ne}$ ,  $f_e^{t_y}$ ,  $\eta_e$  – значення величин для евольвентної передачі.

Аналіз показує, що відношення  $q_n/q_e \approx 1$  при однакових навантаженнях на синтезовану та евольвентну передачі. При цих же умовах відношення значень виразів у квадратних дужках співвідношення (2) для синтезованої та евольвентної передач можна покласти в першому наближенні такими, що дорівнюють одиниці. У цьому випадку рівняння (2) буде мати вигляд (при  $t_y = 2$ ):

$$\bar{h}_c = \frac{(x^{0,25} V_{\Sigma}^{-0,1} V_{12}^{-0,35})^2 \cdot \eta}{(x_e^{0,25} V_{\Sigma e}^{-0,1} V_{12 e}^{-0,35})^2 \eta_e}. \quad (4)$$

Для синтезованої передачі, при більших значення радіусів початкових окружностей коліс, що зачепляються, приведена кривизна робочих поверхонь зубців дорівнює [4]:

$$\chi = \frac{(u+1)f_2'(\Omega_2')^2}{uR_1 n^3}, \quad (5)$$

де  $R_1$  – радіус початкового циліндра меншого колеса;  $u = \frac{R_2}{R_1}$  – передаточне число ( $R_2$  – радіус початкового циліндра більшого колеса);  $n = \sqrt{(f_1')^2 + (f_2')^2}$  – модуль нормалі до профілю вихідного контуру;  $f_1$ ,  $f_2$ ,  $f_1'$ ,  $f_2'$  – функції, що визначають геометрію вихідного контуру та похідні функцій  $f_1$  і  $f_2$ ;  $\Omega_2'$  – по-

хідна функції  $\Omega_2$ :

$$\Omega_2 = \frac{f_1 f_1'}{f_2'} + f_2. \quad (6)$$

З урахуванням зазначеного вище наближені значення  $V_{12}$ ,  $V_{\Sigma}$  і  $\eta$  синтезованої передачі будуть дорівнювати [4]:

$$V_{12} = \frac{u+1}{u} \cdot \frac{f_1'}{f_2'}; V_{\Sigma} = 2R_1 \sqrt{\frac{f_2'}{\chi n}}; \eta = \frac{u+1}{u} \cdot \frac{f_1}{f_2' R_1} \sqrt{\frac{\chi R^3}{f_2'}}, \quad (7)$$

де  $\chi = \frac{\chi R_1 u}{u+1}$  – відносна приведена кривизна.

Для евольвентної передачі з використанням (7) маємо:

$$V_{12e} = \frac{u+1}{u} \cdot \frac{f_1}{\sin \alpha_e}; V_{\Sigma e} = 2R_1 \sin \alpha_e; \eta_e = \frac{u+1}{u} \cdot \frac{f_1}{u R_1 \sin^2 \alpha_e}; \chi_e = \frac{1}{\sin \alpha_e}, \quad (8)$$

де  $\alpha_e$  – профільний кут вихідного контуру евольвентної передачі.

З рівняння (4) з використанням (7) і (8) одержуємо

$$\bar{h}_c = \chi^{1,1} (f_2')^{-0,9} n^{0,9} \sin^2 \alpha_e. \quad (9)$$

Зробимо в співвідношенні (9) заміну змінних:  $\zeta = \sin \alpha$  ( $\alpha$  – поточний профільний кут вихідного контуру синтезованої передачі, дивись рисунок). Тоді

$$\bar{h}_c = \frac{\chi^{1,1}}{\zeta^{0,9}} \sin^2 \alpha_e. \quad (10)$$

При такій же заміні змінних з (5) будемо мати

$$\chi = \frac{(\zeta - f_1 \zeta')^2}{\zeta^3}, \quad (11)$$

де  $\zeta'$  – похідна функції  $\zeta$  по  $f_1$ .

З рівностей (10) і (11) одержуємо

$$\chi_0 = \frac{(\zeta - f_1 \zeta')^2}{\zeta^{3,82}}. \quad (12)$$

Тут  $\chi_0 = (\bar{h}_c \sin^{-2} \alpha_e)^{0,91}$ .

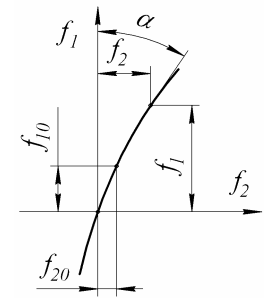


Рисунок – Схема вихідного контуру

Рівняння (12) є диференціальним рівнянням, рішення якого при заданому  $\chi_0$  визначає поточний кут вихідного контуру синтезованої передачі. При цьому значення  $\bar{h}_c < 1$  показує в скільки разів спрацювання робочих поверхонь зубців синтезованої передачі менше спрацювання зубців евольвентної передачі. Помітимо, що значення  $\bar{h}_c$  може бути постійним і змінним у межах поля зачеплення коліс. При  $\bar{h}_c = \text{const}$  рівняння (12) має таке рішення:

$$f_1 = c \frac{\varsigma}{\left(1 - \sqrt{\chi_0 \varsigma^{1,82}}\right)^{1,1}}, \quad (13)$$

де  $c$  – постійна інтегрування.

Задаючи початкові умови інтегрування  $\varsigma = \varsigma_0$  при  $f_1 = f_{10}$ , одержуємо значення

$$c = \frac{f_{10} \left(1 - \sqrt{\chi_0 \varsigma_0^{1,82}}\right)^{1,1}}{\varsigma_0}. \quad (14)$$

З (13) випливає:

$$\varsigma = \frac{f_1}{\left(\sqrt{c^{1,82}} - \sqrt{\chi_0 f_1^{1,82}}\right)^{1,1}}. \quad (15)$$

Функцію  $f_2$  (рисунок) можна визначити з її розкладання в ряд виду

$$f_2 = f_{20} + f_{20}'(f_1 - f_{10}) + \frac{1}{2} f_{20}''(f_1 - f_{10})^2 + \frac{1}{6} f_{20}'''(f_1 - f_{10})^3 + \dots, \quad (16)$$

де  $f_{20}$  – значення функції  $f_2$  при  $f_1 = f_{10}$ ;  $f_{20}'$ ,  $f_{20}''$ ,  $f_{20}'''$  – значення похідної функції  $f_2$  при  $f_1 = f_{10}$ .

Значення похідних дорівнюють

$$\begin{aligned} f_{20}' &= \frac{\varsigma}{\sqrt{1 - \varsigma^2}}; \\ f_{20}'' &= \frac{\varsigma'}{\left(1 - \varsigma^2\right)^{\frac{3}{2}}}; \\ f_{20}''' &= \frac{\varsigma''(1 - \varsigma^2) + 3\varsigma(\varsigma')^2}{\left(1 - \varsigma^2\right)^{\frac{5}{2}}}. \end{aligned} \quad (17)$$

$$\text{Тут } \varsigma' = \frac{\varsigma - \chi_0^{0,5} \varsigma^{1,91}}{f_1}; \quad \varsigma'' = -\frac{1,91 \varsigma^{0,91} \varsigma' \chi_0^{0,5}}{f_1}.$$

**Висновок.** Отримано залежності, що дозволяють визначати геометричні параметри вихідного контуру прямозубої циліндричної передачі, що має зменшене значення критерію спрацювання (підвищену зносостійкість).

**Список літератури:** 1. Кіндрацький Б., Сулим Г. Сучасний стан і проблеми багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій (огляд) // *Машинознавство*. – Львів, 2002. – №10(64). – С.26–40. 2. Коростелев Л.В. Кинематические показатели несущей способности пространственных зацеплений // *Изв. вузов. Машиностроение*. – 1964. – №10. – С.5–15. 3. Кудрявцев В.Н. Детали машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 464с. 4. Шишов В. П., Носко П. Л., Ревякина О.А. Цилиндрические передачи с арочными зубьями. Монографія. – Луганськ: вид-во СЛУ ім. В. Даля, 2004. – 336с. 5. Шишов В. П., Носко П. Л., Филь П. В. Теоретические основы синтеза передач зацеплением. – Луганск: вид-во СЛУ ім. В. Даля, 2006. – 408с. 6. Трение, изнашивание, смазка // *Справочник в 2-х кн.* Под редакцией И.В. Крагельского и В.В. Алисына. – Кн.2. – М.: Машиностроение, 1979. – 358с.

Поступила в редколлегию 14.05.09